

ASAMBLĂRI FILETATE CU STRÂNGERE INIȚIALĂ. RIGIDITĂȚI

1. Scopul lucrării

Calculul rigidităților elementelor unei asamblări cu șuruburi cu strângere inițială. Verificarea experimentală a metodei de calcul.

2. Elemente teoretice

2.1. Diagrama de funcționare

Un exemplu de asamblare cu șuruburi cu strângere inițială utilizată în construcția cazanelor și recipientelor sub presiune este prezentat în figura 1.a. Dimensiunile elementelor care formează asamblarea și distribuția presiunii din interiorul recipientului sunt prezentate în figura 1.b, respectiv figura 1.c.

Diagrama de funcționare a asamblării, reprezentată în figura 2, evidențiază dependența dintre deformațiile șurubului și ale pachetului de elemente strânse de valoarea forței F din tija șurubului, [1], [2].

Se consideră solicitarea în domeniul elastic liniar (legea lui Hooke).

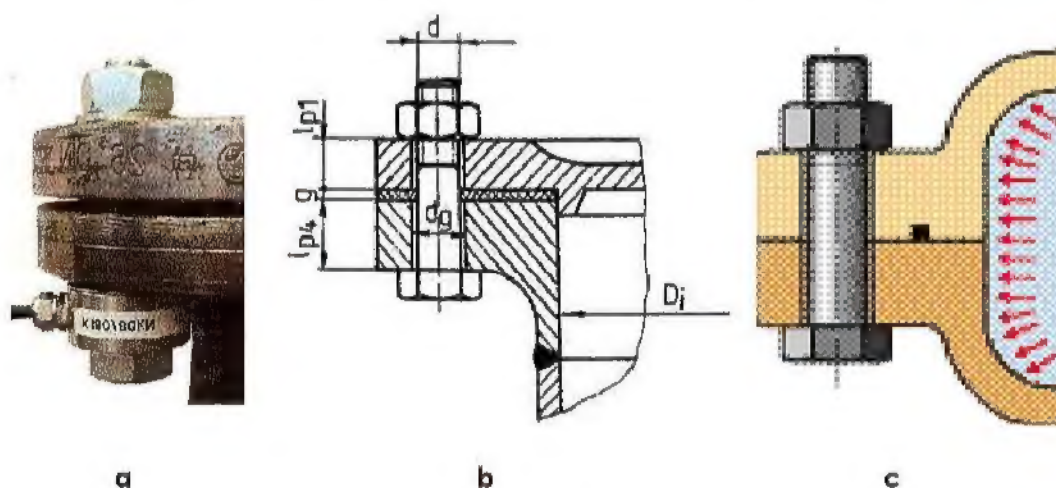


Fig. 1 Asamblare cu șuruburi cu strângere inițială:
a – construcție, b – dimensiuni,
c – distribuția presiunii din interiorul recipientului

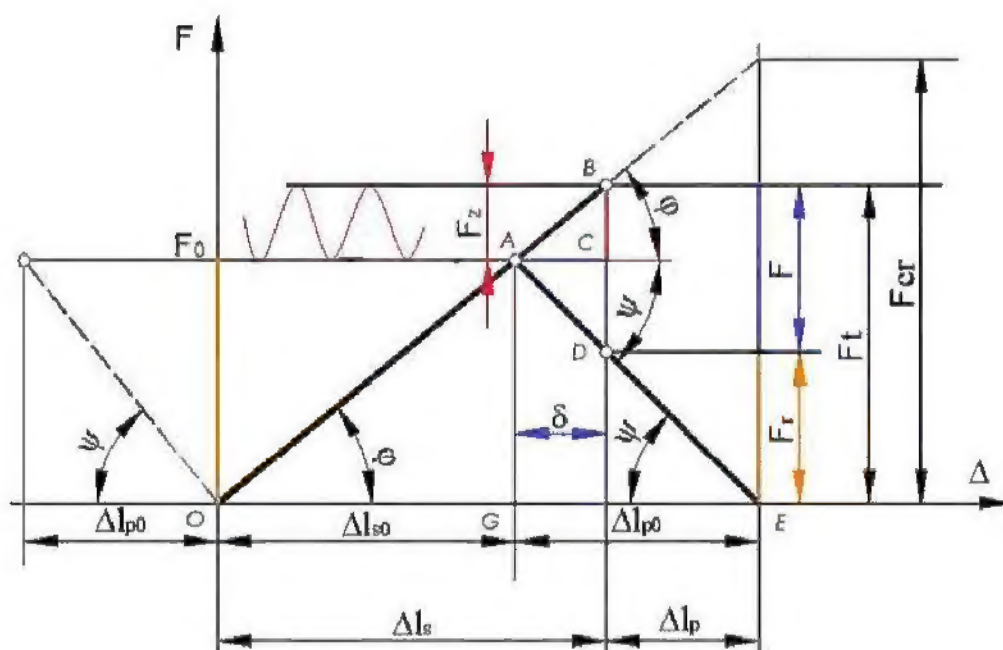


Fig. 2 Diagrama de funcționare a asamblării cu strângere inițială

Forța de strângere inițială (prestrângere) F_0 cu care fiecare asamblare șurub-piuliță strânge pachetul (format din flanșe și garnitură), corespunde punctului A din diagrama de funcționare, și determină simultan o alungire a tijei șurubului Δl_s și o comprimare a pachetului de piese Δl_p .

În cazul din figura 1 al asamblării, cu un număr n_s de șuruburi identice, a capacului unul recipient de corpul acestuia, în timpul funcționării, apare o forță, datorată presiunii p_{fluid} a fluidului, ce tinde să îndepărteze capacul:

$$F_{presiune_fluid} = p_{fluid} \frac{\pi \cdot D_f^2}{4} \quad (1)$$

astfel încât fiecare șurub al asamblării îi revine o forță exterioară (tehnologică):

$$F = \frac{F_{presiune_fluid}}{n_s} \quad (2)$$

iar punctul de funcționare de pe diagramă se deplasează în B. Această forță va solicita suplimentar șurubul la tracțiune și corespunzător pachetul

de piese se va relaxa cu aceeași cantitate Δl , iar ca urmare va rezulta micșorarea forței de strângere la valoarea F_r numită *forță remanentă*. Pentru asigurarea etanșeității asamblării este necesar ca forța remanentă să fie calculată funcție de forța exterioară și tipul garniturii:

$$F_r = \chi \cdot F \quad (3)$$

în care χ este un coeficient dependent de tipul garniturii utilizate:

- 0,5...0,9 – garnituri moi (din cauciuc);
- 1,2...2,9 – garnituri metalice profilate;
- 1,2...1,4 – garnituri metalice plate.

Astfel șurubul este sollicitat de *forța totală* de exploatare dată de relația:

$$F_t = F + F_r = F_0 + F_z \quad (4)$$

în care, înlocuind forța suplimentară F_z (diagrama de funcționare):

$$F_z = \frac{\operatorname{tg}(\varphi)}{\operatorname{tg}(\varphi) + \operatorname{tg}(\psi)} \cdot F = \frac{c_s}{c_s + c_p} \cdot F \quad (5)$$

rezultă:

$$F_t = F_0 + \frac{c_s}{c_s + c_p} \cdot F \quad (6)$$

Relația este adevărată atât timp cât există forță remanentă în pachet; dacă forța din pachet se anulează (asamblarea își pierde etanșeitatea), întreaga sollicitare exterioară revine șurubului, astfel că:

$$F_{rem} = 0 \quad \Rightarrow \quad F_t = F \quad (7)$$

În relațiile (5) și (6) $c_s = \operatorname{tg}(\varphi)$ și $c_p = \operatorname{tg}(\psi)$ reprezintă *rigiditatea șurubului*, respectiv *rigiditatea pachetului de piese strânse*.

2.2. Calculul rigidităților

Din definiția rigidității: $c = F / \Delta l$ rezultă relațiile de calcul:

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{E_s} \cdot \sum_i \frac{l_{si}}{A_{si}} \quad (8)$$

$$\frac{1}{c_p} = \sum_i \frac{l_{pi}}{E_{pi} \cdot A_{pi}} \quad (9)$$

În care:

E_s, E_{pi} – modulele de elasticitate longitudinală ale materialelor șurubului și fiecărei piese i a pachetului;

l_{si}, l_{pi} – lungimile tronsoanelor i distincte pe șurub, respectiv grosimile pieselor i care compun pachetul;

A_{sj}, A_{pi} – ariile medii ale secțiunilor transversale i afectate de tensiuni pentru șurub și pachetul de piese.

Șurubul se consideră alcătuit din n tronsoane cilindrice distincte, cu lungimile l_{si} și ariile A_{si} , legate în serie, ceea ce conduce la determinarea rigidității șurubului cu relația (8).

În cazul șuruburilor scurte, la care $l_s < 6 \cdot d$, este necesar să se ia în considerare atât rigiditatea capului șurubului cât și rigiditatea filetului piuliței. Practic acest lucru se realizează prin adăugarea la lungimea l_s a șurubului câte o lungime egală cu o treime din înălțimea capului k și jumătate din înălțimea piuliței m .

La determinarea rigidității pachetului de piese strânse apar dificultăți legate de aprecierea secțiunilor ce trebuie considerate în relațiile de calcul. Schema folosită pentru calculul rigidității pachetului este prezentată în figura 3.

În figura 3.a este reprezentată o asamblare cu șurub cu strângere inițială pe care s-au notat elementele geometrice care intervin în calculul rigidității pachetului.

Pentru pachetul de piese strânse, ariile secțiunilor transversale A_{pi} se determină separat pentru fiecare element i al pachetului, considerând că volumul de material solicitat este delimitat la exterior de două mantale tronconice cu generatoarea înclinată cu un unghi λ și la interior de alezajul d_g pentru introducerea șurubului. Cele două trunchiuri de con sunt simetrice, cu baza mare comună, înălțimea egală cu jumătate din grosimea totală a pachetului de piese strânse și baza mică egală cu diametrul D_1 al suprafeței de contact a piuliței hexagonale.

Calculul rigidităților fiecărei piese din pachet se face prin înlocuirea trunchiului de con cu un cilindru echivalent (având aceeași înălțime și același volum) care trece prin mijlocul generatoarei trunchiului de con ca în figura 3.b.

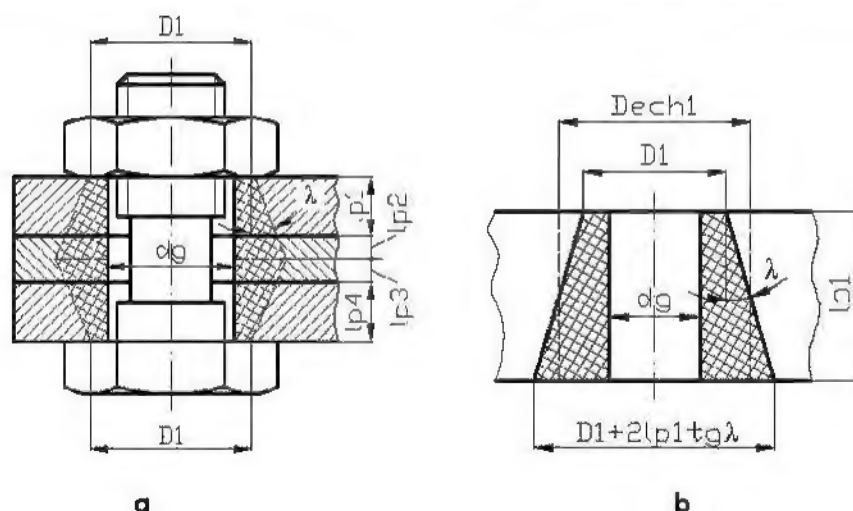


Fig. 3 Schema de calcul pentru rigiditatea pachetului:
a – elemente geometrice, b – cilindrul echivalent

Astfel pentru prima plesă din pachet diametrul echivalent D_{ech1} , aria echivalentă A_{p1} și rigiditatea c_{p1} sunt date de relațiile:

$$D_{ech1} = D_1 + l_{p1} \cdot \operatorname{tg}(\lambda) \quad (10)$$

$$A_{p1} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{ech1}^2 - d_g^2) \quad (11)$$

$$c_{p1} = \frac{E_{p1} \cdot A_{p1}}{l_{p1}} \quad (12)$$

Reprezentând grafic relațiile (6) și (7) într-un sistem de coordonate (F, F_t) se obține diagrama din figura 4. Dreapta AB corespunde relației (6), iar dreapta BC este dată de relația (7) cu punctele definite prin: A $(0, F_0)$ și B (F, F) – când forța F_t din pachet se anulează – astfel încât porțiunea BC se suprapune peste prima bisectoare. Panta segmentului AB este dată de relația:

$$\operatorname{tg}(\beta) = \frac{F_t - F_0}{F} \quad (13)$$

sau, ținând seama de relația (6), se poate scrie:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{c_s}{c_s + c_p} \quad (14)$$

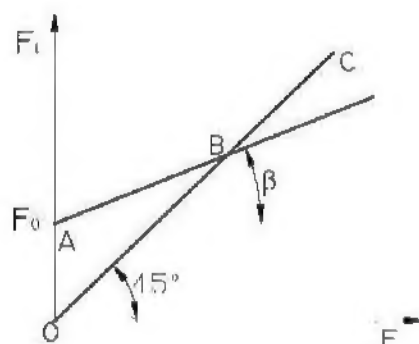


Fig. 4 Diagrama de variație a forțelor

3. Instalația experimentală

Dispozitivul experimental [3] este prezentat în figura 5 în care asamblarea cu șuruburi cu strângere inițială este formată din șurubul 6 și tablele 4 prinse în piesele intermediare 3 și 5 prin filet.

Forța exterioară se aplică prin șurubul 1, fluxul de forțe închizându-se prin carcasa 2. Forțele din șuruburile 1 și 6 se măsoară folosind traductori tensometrici rezistivi – montați câte doi dispuși diametral – pe fiecare șurub, pentru a evita influența încovoierii suplimentare a șuruburilor asupra măsurării forțelor de tracțiune.

Schema de conexiune a traductorilor este prezentată în figura A 4.12 din ANEXA 4 „Elemente de tensometrie electrică rezistivă” pentru puntea pe jumătate.

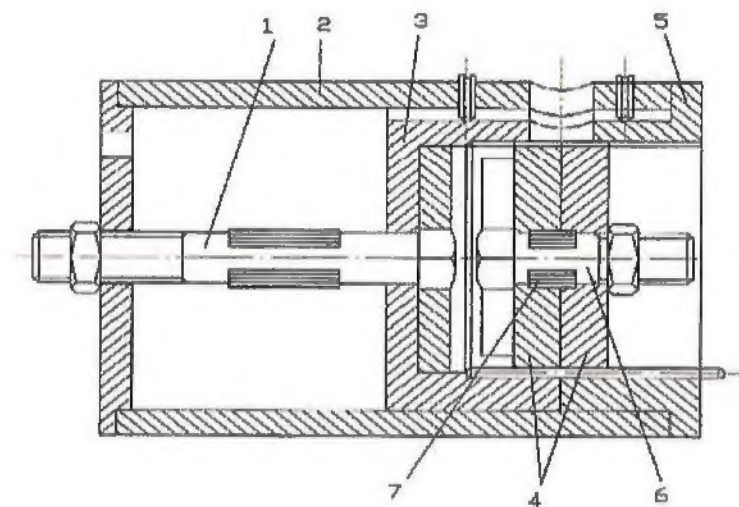


Fig. 5 Dispozitiv pentru studiul asamblării filetate cu strângere inițială

4. Modul de lucru și efectuarea măsurătorilor

1) Se strânge cu cheia piulița șurubului 6 obținând în șurub o deformare ε_0 și se calculează forța de strângere inițială:

$$F_0 = \varepsilon_0 \cdot A_{s6} \cdot E_{s6} \quad (15)$$

timp în care șurubul 1 este liber (neîncărcat);

2) Se strânge piulița șurubului 1 aplicând o forță exterioară F relativ mică dată de:

$$F = \varepsilon_1 \cdot A_{s1} \cdot E_{s1} \quad (16)$$

în care ε_1 este deformarea șurubului 1;

3) Se citesc din nou deformările ε_6 de pe șurubul 6 cu care se determină forța totală din șurub calculată cu:

$$F_f = \varepsilon_6 \cdot A_{s6} \cdot E_{s6} \quad (17)$$

4) Se mărește puțin forța F , care se citește din nou și forța F_f corespunzătoare (se vor efectua 6...10 citiri);

5) Se descarcă șurubul 1, apoi șurubul 6 și se verifică dacă cele patru mărci tensometrice revin la zero.

În relațiile anterioare s-au folosit următoarele notații: A_{s1}, A_{s6} – ariile secțiunilor transversale ale șuruburilor 1, respectiv 6; E_{s1}, E_{s6} – modulul de elasticitate longitudinal al materialelor celor două șuruburi.

5. Prelucrarea rezultatelor experimentale

5.1. Datele asamblării

Asamblarea cu șuruburi cu strângere inițială este formată din:

- șurubul 6 cu strângere inițială reprezentat în figura 5;
- șurubul 1 este cu filet M18 [4], iar tronsonul pe care se montează mărcile tensometrice I și II are diametrul de 15 mm;
- pachetul de piese strânse este format din două table cu grosimile $l_{p1} = l_{p2} = 20$ mm;
- diametrul găurii de trecere pentru șurub este $d_g = 19$ mm;
- semiunghiul conului materialului deformat este $\lambda = 17^\circ$.

5.2. Calculul teoretic al rigidităților elementelor asamblării

– Folosind relația (8) se calculează rigiditatea c_s a șurubului, reprezentat în figura 6.

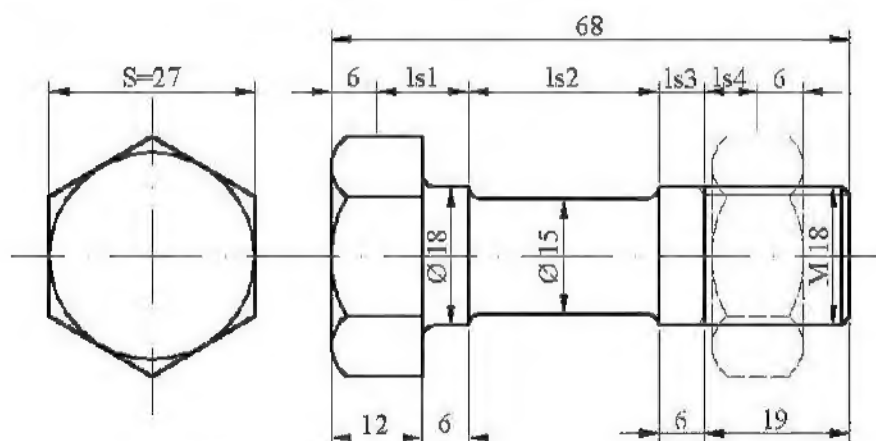


Fig. 6 Geometria șurubului asamblării cu strângere inițială

– Folosind relațiile (9), (10), (11) și (12) se calculează rigiditatea c_p a pachetului de piese prinse între capul șurubului și piuliță.

5.3. Determinarea experimentală a rigidității pachetului de piese strânse

– Cunoscând perechile de valori ale forțelor F și F_t obținute experimental în urma achiziției de date utilizând puntea WISHAY (descrișă în ANEXA 4) și forța F_0 calculată cu relația (2), se trasează curba ABC (ca în figura 4) de pe care se măsoară unghiul β .

– Se determină experimental rigiditatea pachetului c_p din relația (20), folosind valoarea $\tan \beta$ calculată pentru unghiul β determinat anterior.

– Se compară valoarea rigidității pachetului obținută experimental cu cea teoretică, formulând concluzii referitoare la relația care există între acestea.

Bibliografie

1. Gafițanu M., Crețu S., Pavelescu D., ș.a., 1981, *Organe de mașini*, vol. I, Editura Tehnică, București.
2. van Beek, A., 2009, *Advanced engineering design. Life time performance and reliability*, Technical University Delft, Netherland.
3. Gafițanu, M., Crețu, S., Bariz, Gh., Olaru, D., Racoccea, C., Haglu, Gh., Oancea, I., Știrbu, C., Ivănică, Grigoraș, Ș., 1985, *Organe de mașini. Îndrumar de laborator*, Rotaprint, Iași.
4. SR ISO 262:2012 – Filete metrice ISO pentru uz general. Diametre și pași.